

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-130079  
(43)Date of publication of application : 09.05.2002

(51)Int.Cl. F02M 59/46  
F02M 37/00  
F02M 59/02

(21)Application number : 2000-322552  
(22)Date of filing : 23.10.2000

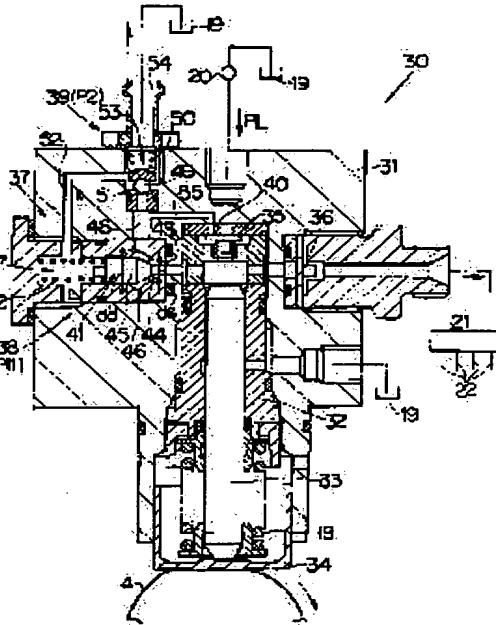
(71)Applicant : BOSCH AUTOMOTIVE SYSTEMS CORP  
(72)Inventor : TAKAMINE HIROYUKI  
HASEBE TOMIAKI  
AOKI FUSUO

**(54) PUMP CHAMBER PRESSURE CONTROLLER IN HIGH-PRESSURE PUMP**

**(57)Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a pump chamber pressure controller of a high-pressure pump capable of reducing the consumption power by reducing the excess of the fluid such as fuel during the force feed of the same, lowering the pressure of a pump chamber 15 at a top dead center of a driving cam, and improving the reliability by lowering the cam face pressure.

**SOLUTION:** This pump chamber pressure controller comprises a first pressure control valve 38 directly faced to the pump chamber 15 for controlling the pressure of the pump chamber, a second pressure control valve 39 capable of being opened with valve opening pressure  $P_2$  lower than the valve opening pressure  $P_{11}$  of the first pressure control valve 38, and a check valve 40 capable of communicating a lead-out passage 48 of the first pressure control valve 38 and the pump chamber 15, and controlling the pressure of the lead-out passage 48 to a suction pressure  $P_L$  of the fluid to the pump chamber 15, in view points that the first pressure control valve 38 is directly connected to the pump chamber 15, and the second pressure control valve 39 and the check valve 40 are mounted in conjunction with the first pressure control valve 38.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-130079

(P2002-130079A)

(43) 公開日 平成14年5月9日 (2002.5.9)

(51) Int.Cl.  
F 02 M 59/46  
37/00  
59/02

識別記号

F I  
F 02 M 59/46  
37/00  
59/02

テ-マコ-ト(参考)  
Y 3 G 0 6 6  
C

審査請求 未請求 請求項の数5 O.L (全7頁)

(21) 出願番号 特願2000-322552(P2000-322552)

(22) 出願日 平成12年10月23日 (2000.10.23)

(71) 出願人 000003333  
株式会社ポッシュオートモーティブシステム  
東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号

(72) 発明者 高嶺 博行  
埼玉県東松山市箭弓町3丁目13番26号 株式会社ポッシュオートモーティブシステム  
東松山工場内

(74) 代理人 100079360  
弁理士 池澤 寛

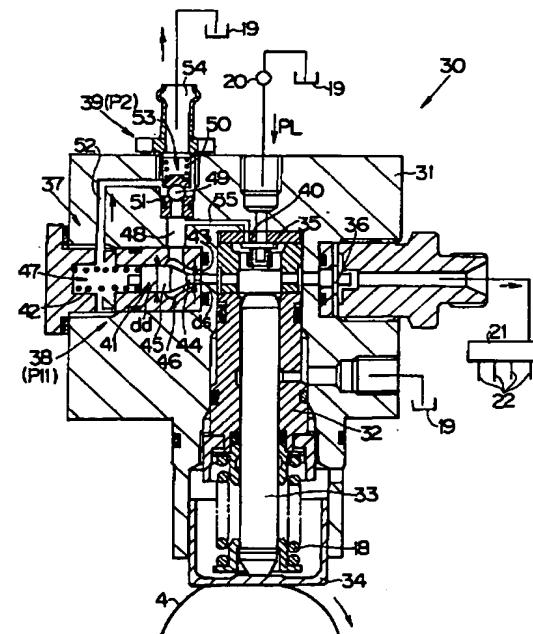
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 高圧ポンプのポンプ室圧制御装置

(57) 【要約】

【課題】 燃料など流体の圧送中にその余剰分を少なくして消費動力を低減するとともに、駆動カムの上死点でポンプ室15の圧力を低下させるとともに、カム面圧を低くして信頼性向上可能な高圧ポンプのポンプ室圧制御装置を提供すること。

【解決手段】 第1の圧力制御弁38をポンプ室15に直接接続すること、第1の圧力制御弁38に関連して第2の圧力制御弁39および逆止弁40を設けることに着目し、ポンプ室15に直接臨むとともにポンプ室圧を制御可能な第1の圧力制御弁38と、第1の圧力制御弁38の開弁圧P11より低い開弁圧P2で開弁可能な第2の圧力制御弁39と、第1の圧力制御弁38の導出通路48とポンプ室15とを連通可能であるとともに導出通路48の圧力をポンプ室15への流体の吸入圧PLに制御可能な逆止弁40と、を有することを特徴とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】ポンプハウジングと、このポンプハウジングとの間にポンプ室を形成するプランジャバレルと、このプランジャバレル内を往復動することにより、前記ポンプ室への流体の吸入および該ポンプ室からの吐出をそれぞれ行うプランジャと、を有する高圧ポンプのポンプ室圧制御装置であって、前記ポンプ室に直接臨ませるとともに、そのポンプ室圧を制御可能な第1の圧力制御弁と、この第1の圧力制御弁の導出通路に接続するとともに、該第1の圧力制御弁の開弁圧より低い開弁圧で開弁可能な第2の圧力制御弁と、この第1の圧力制御弁の前記導出通路と前記ポンプ室とを連通可能であるとともに、該導出通路の圧力を前記ポンプ室への前記流体の吸入圧に制御可能な逆止弁と、を有することを特徴とする高圧ポンプのポンプ室圧制御装置。

【請求項2】前記逆止弁は、前記ポンプ室への吸入弁とこれを一体に構成したことを特徴とする請求項1記載の高圧ポンプのポンプ室圧制御装置。

【請求項3】前記逆止弁は、ボールバルブあるいはフラットバルブからこれを構成することを特徴とする請求項1記載の高圧ポンプのポンプ室圧制御装置。

【請求項4】前記第1の圧力制御弁および前記第2の圧力制御弁の少なくともいずれか一方は、ピストンタイプのダンパー機能を有することを特徴とする請求項1記載の高圧ポンプのポンプ室圧制御装置。

【請求項5】前記プランジャのリフトにともなって前記第1の圧力制御弁および前記第2の圧力制御弁を順次開弁させ、前記プランジャの下降にともなって前記逆止弁を開弁させることを特徴とする請求項1記載の高圧ポンプのポンプ室圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は高圧ポンプのポンプ室圧制御装置にかかるもので、とくにガソリンあるいは軽油その他の流体用ポンプなどの高圧ポンプのポンプ室圧制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来からガソリンエンジンの燃焼室にガソリンを直接噴射する筒内直接噴射式の燃料噴射システムなどにおいては、高圧ポンプからコモンレール（蓄圧器）に高圧燃料を供給して所定圧力に蓄圧し、コモンレールに接続しているインジェクターから燃焼室に燃料を噴射する。当該高圧ポンプのうち、単一のピストン（プランジャ）を使用するシングルプランジャタイプの高圧ポンプは、高圧ポンプ側に圧力制御弁ないし調圧弁を設けることにより吐出圧を制御するように構成しているた

め、プランジャのリフトによって発生するその制御燃料圧力が一定であり、ポンプ室から圧送される燃料の全量が吐出される。したがって従来は、コモンレールに電磁弁（図示せず）などを設け、プランジャのリフト途中でこの電磁弁を開放して燃料を低圧側（燃料タンク側）に還流することにより、コモンレールの圧力を所定レベルに維持するようになっていた。しかしながら、当該高圧ポンプのプランジャはエンジンによりこれを駆動しているため、とくにエンジンの高回転時において燃料の吐出量が増加して、上記圧力制御弁あるいは電磁弁による燃料の還流量が余剰になるとともに、必要吐出量に対するポンプの消費動力が増加するという問題がある。

【0003】さらに、特開平11-287165号などにおいては、上記圧力制御弁に加えて、該圧力制御弁の開弁時にその開弁状態を維持するリリーフ弁を設け、エンジンの負荷状態すなわちコモンレールにおける燃料使用量に応じてコモンレールへの圧送量を可変とするようになっている。また、上記リリーフ弁とは別にバイパス通路にオリフィスを設けているが、燃料圧送終了後に圧力制御弁の導出側の圧力を必要十分なレベルにまで完全に低下させて、次回の燃料圧送時における開弁圧の変化を完全に防止することが困難であるという問題がある。

【0004】従来の高圧ポンプ（とくにピストンタイプの高圧ポンプ）について高圧燃料供給ポンプを例に取って、図4にもとづき概説する。図4は、高圧燃料供給ポンプ1（高圧ポンプ）の断面図であって、高圧燃料供給ポンプ1は、ポンプハウジング2と、タベットローラー3と、駆動カム4と、第1のプレート5および第2のプレート6と、リードバルブ7と、プランジャバレル8と、プランジャ9と、圧力制御弁10と、高圧ダンパー11と、を有する。

【0005】ポンプハウジング2においては、燃料の吸入口12、吐出口13およびリークロ14を形成するとともに、プランジャバレル8および第2のプレート6との間にポンプ室15を形成し、リードバルブ7に形成した吸入弁16および吐出弁17に連通させている。

【0006】プランジャバレル8は、そのポンプ室15内にプランジャ9を往復動自在に収容し、プランジャスプリング18により図中下方方向にプランジャ9を付勢している。プランジャ9は、ポンプ室15への燃料の吸入および該ポンプ室15からの吐出をそれぞれ行う。

【0007】すなわち、燃料タンク19から低圧ポンプ20を介して吸入口12および吸入弁16からポンプ室15に燃料を吸いし、吐出弁17から燃料を圧送し、高圧ダンパー11より脈動を低減した上で、吐出口13からコモンレール21に高圧燃料を圧送し、インジェクター22から燃焼室（図示せず）に噴射する。

【0008】プランジャ9の往復動にともなってリークした燃料は、リークロ14からこれを低圧側（燃料タンク19）に還流可能としている。

【0009】圧力制御弁10は、吐出口13にこれを接続するもので、バルブハウジング23と、バルブボディ24と、バルブスプリング25と、を有する。高圧燃料供給ポンプ1の吐出口13からバルブハウジング23の導入口26に導入された燃料圧力がバルブスプリング25のセット力をこえると導出口27から燃料タンク19に燃料を還流させることにより、コモンレール21への圧送燃料圧力（すなわち、コモンレール21の設定圧力）を一定に制御する。

【0010】なお、バルブボディ24は、その軸方向に所定長さのピストンタイプのダンパー部28を有しており、バルブボディ24の作動にともなってこのダンパー部28がダンパー機能を発揮し、その作動を安定化している。

【0011】高圧ダンパー11は、吐出口13に臨んでこれを設け、燃料の吐出にともなう高圧側の脈動を低減する。

【0012】こうした構成の高圧燃料供給ポンプ1において、エンジンによる駆動カム4の回転駆動により、タペットローラー3がプランジャ9をプランジャバレル8内で往復動させ、リードバルブ7の吸入弁16からの燃料の吸入および吐出弁17からの吐出を行う。

【0013】当該高圧燃料供給ポンプ1は、圧力制御弁10の作動によって制御燃料圧力が一定であり、ポンプ室15において圧縮した燃料の全量が吐出されるため、とくにエンジンの高回転時において吐出燃料量が増加し、この増加にともなって導出口27からの還流量が増えるとともに、その必要な吐出量に比較して高圧燃料供給ポンプ1を駆動するための消費動力も多くなるという問題がある。

#### 【0014】

【発明が解決しようとする課題】本発明は以上のような諸問題にかんがみなされたもので、燃料など流体の圧送中にその余剰分を少なくて消費動力を低減可能な高圧ポンプのポンプ室圧制御装置を提供することを課題とする。

【0015】また本発明は、駆動カムの上死点でポンプ室の圧力を低下させるとともに、カム面圧を低くして信頼性を向上可能な高圧ポンプのポンプ室圧制御装置を提供することを課題とする。

【0016】また本発明は、その余剰トルクを減少させることができる高圧ポンプのポンプ室圧制御装置を提供することを課題とする。

【0017】また本発明は、燃料等の圧送終了後に圧力制御弁の導出側の圧力を必要十分なレベルにまで完全に低下させて、次回の圧送時における開弁圧の変化を完全に防止することができる高圧ポンプのポンプ室圧制御装置を提供することを課題とする。

#### 【0018】

【課題を解決するための手段】すなわち本発明は、圧力

制御弁（第1の圧力制御弁）をポンプ室に直接接続すること、この第1の圧力制御弁に関連して第2の圧力制御弁および逆止弁を設けることに着目したもので、ポンプハウジングと、このポンプハウジングとの間にポンプ室を形成するプランジャバレルと、このプランジャバレル内を往復動することにより、上記ポンプ室への流体の吸入および該ポンプ室からの吐出をそれぞれ行うプランジャと、を有する高圧ポンプのポンプ室圧制御装置であって、上記ポンプ室に直接臨ませるとともに、そのポンプ室圧を制御可能な第1の圧力制御弁と、この第1の圧力制御弁の導出通路に接続するとともに、該第1の圧力制御弁の開弁圧より低い開弁圧で開弁可能な第2の圧力制御弁と、この第1の圧力制御弁の上記導出通路と上記ポンプ室とを連通可能であるとともに、該導出通路の圧力を上記ポンプ室への上記流体の吸入圧に制御可能な逆止弁と、を有することを特徴とする高圧ポンプのポンプ室圧制御装置である。

【0019】上記逆止弁は、上記ポンプ室への吸入弁とこれを一体に構成することができる。

【0020】上記逆止弁は、ボールバルブあるいはフラットバルブからこれを構成することができる。

【0021】上記第1の圧力制御弁および上記第2の圧力制御弁の少なくともいずれか一方は、ピストンタイプのダンパー機能を有することができる。

【0022】上記プランジャのリフトにともなって上記第1の圧力制御弁および上記第2の圧力制御弁を順次開弁させ、上記プランジャの下降にともなって上記逆止弁を開弁させることができる。

【0023】本発明による高圧ポンプのポンプ室圧制御装置においては、第1の圧力制御弁、第2の圧力制御弁および逆止弁を設け、ポンプ室の圧力を制御するようにしたので、プランジャによる燃料の圧縮および吐出の圧力をポンプ室自体において制御可能となり、圧力制御の応答性を向上させるとともに、燃料圧送にともなう余剰燃料分をすみやかに低圧側に還流して消費動力を低減可能である。とくに、逆止弁により第1の圧力制御弁の導出側（導出通路）の圧力をポンプ室における吸入圧と同等にすることができるので、次回の圧送時における第1の圧力制御弁の開弁圧の変化を完全に防止して、さらに消費動力を有効に活用することができる。

#### 【0024】

【発明の実施の形態】つぎに、本発明の実施の形態によるポンプ室圧制御装置を備えた高圧ポンプ30を図1ないし図3にもとづき説明する。ただし、図4と同様の部分には同一符号を付し、その詳述はこれを省略する。図1は、高圧ポンプ30の断面図、図2は、同、等価回路図であって、高圧ポンプ30は、ポンプハウジング31と、プランジャバレル32と、プランジャ33と、タペット34と、前記駆動カム4と、吸入弁35および吐出弁36と、ポンプ室圧制御装置37と、を有する。

【0025】ポンプハウジング31とプランジャバレル32との間に前記ポンプ室15を形成するとともに、このポンプ室15に臨んで吸入弁35、吐出弁36およびポンプ室圧制御装置37を配設してある。吸入弁35に連通可能に前記吸入口12を形成し、吐出弁36に連通可能に前記吐出口13を形成し、またポンプハウジング31に前記リーク口14を形成してある。

【0026】当該ポンプ室圧制御装置37は、第1の圧力制御弁38と、第2の圧力制御弁39と、逆止弁40と、を有する。第1の圧力制御弁38は、これをポンプ室15に直接臨ませるとともに、そのポンプ室圧を制御可能である。第2の圧力制御弁39は、この第1の圧力制御弁38の開弁圧より低圧力の開弁圧で開弁可能であって、低圧側(燃料タンク19)にこれを接続してある。逆止弁40は、この第1の圧力制御弁38とポンプ室14とを連通可能であるとともに、第1の圧力制御弁38の導出通路側の圧力を吸入圧に制御可能である。

【0027】より具体的に述べると、第1の圧力制御弁38は、第1のバルブボディ41と、第1のバルブスプリング42と、を有し、第1のシート部43に第1の受圧部44がシートし、第1の摺動部45が第1の受圧室46に臨むようになっている。第1のバルブスプリング42は第1のスプリング室47にこれを配置している。

【0028】第2の圧力制御弁39は、第1の圧力制御弁38の導出通路48を介して第1の受圧室46に臨む第2のバルブボディ49と、第2のバルブスプリング50と、を有し、第2のシート部51に第2のバルブボディ49がシートし、背圧連通路52を介して第1のスプリング室47と第2のバルブスプリング50の第2のス

$$P_1 = F / \{ (\pi/4) \cdot d s^2 \} = 70 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{式(1)}$$

$$\therefore F = \{ (\pi/4) \cdot d s^2 \} \times 70 = 3.43 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{式(2)}$$

$$P_2 = F / \{ (\pi/4) \cdot d d^2 \} = 12.1 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{式(3)}$$

となる。さらに、低圧の吸入口12への吸入圧をPL(たとえば3.3Kg/cm<sup>2</sup>)とすると、第1の圧力

$$P_{11} = \{ F - (\pi/4) \cdot d d^2 \cdot PL \} / \{ (\pi/4) \cdot d s^2 \} = 50.9 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{式(4)}$$

となる。

【0032】こうした構成の高圧燃料供給ポンプ30およびそのポンプ室圧制御装置37において、駆動カム4の消費動力を低減させるとともに、そのカム面圧もこれを低下させることができる。すなわち図3は、上述の計算結果にもとづき、駆動カム4(ただし2山カムのとき)の回転角度に対するカムリフト、ポンプ室圧、および第1の圧力制御弁38の第1の受圧室46の圧力(第1の圧力制御弁38の導出通路48の圧力)を示したグラフであって、プランジャ33のリフトにともないポンプ室15内の圧力が上昇し始め、ポンプ室圧制御装置37における第1の圧力制御弁38の開弁圧P11(50.9Kg/cm<sup>2</sup>)に達したとき、第1の圧力制御弁38が開弁し、ポンプ室15内のポンプ室圧を一定圧力

スプリング室53が連通している。第2のスプリング室53から還流口54を介して燃料タンク19に至る。

【0029】第1の圧力制御弁38および第2の圧力制御弁39の少なくともいずれか一方は、たとえば図4に示したバルブボディ24のように、それぞれのバルブボディ(第1のバルブボディ41、第2のバルブボディ49)の軸方向に所定長さのピストンタイプのダンパー部(図示せず)を有することが望ましく、第1のバルブボディ41および第2のバルブボディ49の作動にともなってそれぞれのダンパー部がダンパー機能を発揮し、その作動を安定化させることができる。

【0030】逆止弁40は、導出通路48とポンプ室15とを接続する連通路55にこれを設け、バルブボディ自体はフラットバルブとして吸入弁35と一体にこれを形成している。逆止弁40は、吸入弁35と一体に形成するほか、任意の形態でこれを構成可能であるとともに、フラットバルブ以外にもボールバルブからこれを構成することもできる。

【0031】ここで、とくにポンプ室圧の変動について計算する。第1の圧力制御弁38の初期開弁圧をP1(たとえば70Kg/cm<sup>2</sup>)、第1の圧力制御弁38の第1のバルブスプリング42によるセット力をF、第1の圧力制御弁38における第1の受圧部44のシート径をds(たとえば2.5mm)、第1の摺動部45の摺動径をdd(たとえば6mm)、第2の圧力制御弁39の開弁圧ないしシート圧をP2とすれば、P1、F、P2は、以下の各式(1)、(2)、(3)のようになる。すなわち、

$$P_{11} = \{ F - (\pi/4) \cdot d d^2 \cdot PL \} / \{ (\pi/4) \cdot d s^2 \} = 50.9 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{式(4)}$$

$$\therefore F = \{ (\pi/4) \cdot d s^2 \} \times 70 = 3.43 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{式(2)}$$

$$P_2 = F / \{ (\pi/4) \cdot d d^2 \} = 12.1 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{式(3)}$$

制御弁38の実際の開弁圧P11は、

に保持したのち、第2の圧力制御弁39の第2のバルブボディ49がリフトして、ポンプ室圧が低下し始め、第2の圧力制御弁39の開弁圧P2(12.1Kg/cm<sup>2</sup>)において一定レベルを保持するとともにプランジャ33がその上死点に達する。すなわち、第2の圧力制御弁39の閉弁圧は、高圧ポンプ30としての閉弁圧に一致するもので、プランジャ33がその上死点に達するまでの駆動エネルギーを無駄なく活用していることになる。この間、プランジャ33がリフト途中であるため、逆止弁40は吸入弁35とともに閉鎖状態を維持している。

【0033】プランジャ33が上死点に達したのち、下降を開始する時点で、吸入弁35とともに逆止弁40が開弁し、導出通路48および連通路55を介して第1の

圧力制御弁38の第1の受圧室46およびポンプ室15の圧力を低圧側に流し、吸入口12への低圧吸入圧PL( $3.3 \text{ kg/cm}^2$ )とする。

【0034】したがって、図3中の仮想線で示すような第1のエネルギー損失E1および第2のエネルギー損失E2を解消することができる。すなわち第1のエネルギー損失E1は、第2の圧力制御弁39を設けることにより必要以上の燃料圧送を行うことなくこれを回避することができたもので、第2のエネルギー損失E2は、逆止弁40を設けることによりポンプ室圧と第1の圧力制御弁38の第1の受圧室46の圧力(第1の圧力制御弁38の導出通路48の圧力)とを一致させて、これで回避することができたものである。とくに逆止弁40を設けることにより、第1の圧力制御弁38の第1の受圧室46の圧力をゼロ点設定することができるため、次の圧送時における第1の圧力制御弁38の開弁圧の変化を完全に防止して、プランジャ33の駆動を円滑なものとし、消費動力を低減することができる。さらに、駆動カム4の上死点でポンプ室圧が低下するため、カム面圧を低くすることができる。

#### 【0035】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、ポンプ室圧制御装置として第1の圧力制御弁、第2の圧力制御弁および逆止弁を設けたので、駆動カムの消費動力およびカム面圧を低減して、高圧ポンプの信頼性を向上させることができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態によるポンプ室圧制御装置37を備えた高圧ポンプ30の断面図である。

【図2】同、等価回路図である。

【図3】同、駆動カム4(ただし2山カムのとき)の回転角度に対するカムリフト、ポンプ室圧、および第1の圧力制御弁38の第1の受圧室46の圧力(第1の圧力制御弁38の導出通路48の圧力)を示したグラフである。

【図4】従来の高圧燃料供給ポンプ1(高圧ポンプ)の断面図である。

#### 【符号の説明】

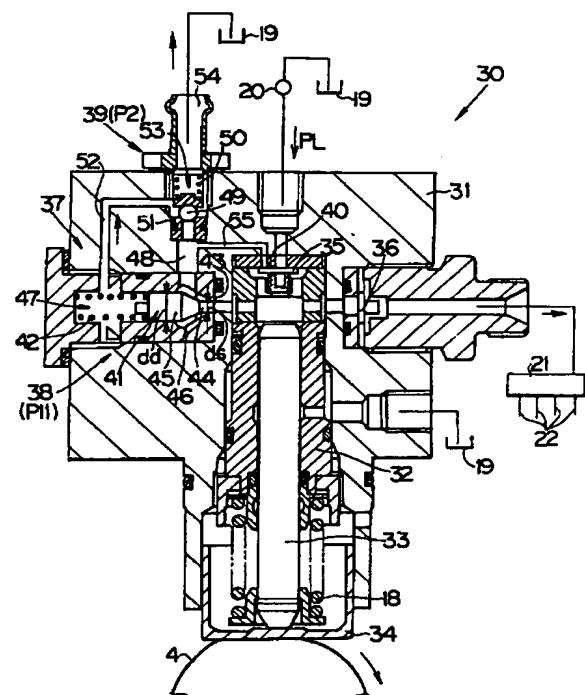
- 1 高圧燃料供給ポンプ(高圧ポンプ、図4)
- 2 ポンプハウジング
- 3 タペットローラー
- 4 駆動カム
- 5 第1のプレート
- 6 第2のプレート
- 7 リードバルブ
- 8 プランジャバレル
- 9 プランジャ
- 10 圧力制御弁
- 11 高圧ダンパー
- 12 吸入口

- 13 吐出口
- 14 リーク口
- 15 ポンプ室
- 16 吸入弁
- 17 吐出弁
- 18 プランジャスプリング
- 19 燃料タンク
- 20 低圧ポンプ
- 21 コモンレール(蓄圧器)
- 22 インジェクター
- 23 バルブハウジング
- 24 バルブボディ
- 25 バルブスプリング
- 26 導入口
- 27 導出口
- 28 ピストンタイプのダンパー部
- 30 高圧ポンプ(図1、図2)
- 31 ポンプハウジング
- 32 プランジャバレル
- 33 プランジャ
- 34 タペット
- 35 吸入弁
- 36 吐出弁
- 37 高圧ポンプ30のポンプ室圧制御装置(実施の形態、図1、図2)
- 38 第1の圧力制御弁
- 39 第2の圧力制御弁
- 40 逆止弁
- 41 第1のバルブボディ
- 42 第1のバルブスプリング
- 43 第1のシート部
- 44 第1の受圧部
- 45 第1の摺動部
- 46 第1の受圧室
- 47 第1のスプリング室
- 48 導出通路
- 49 第2のバルブボディ
- 50 第2のバルブスプリング
- 51 第2のシート部
- 52 背圧連通路
- 53 第2のスプリング室
- 54 還流口
- 55 連通路
- E1 第1のエネルギー損失(図3)
- E2 第2のエネルギー損失(図3)
- d s 第1の圧力制御弁38における第1の受圧部44のシート径
- d d 第1の圧力制御弁38における第1の摺動部45の摺動径
- P1 第1の圧力制御弁38の初期開弁圧

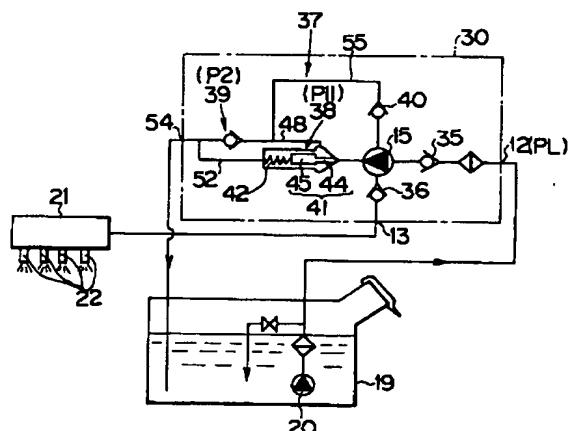
## P11 第1の圧力制御弁38の実際の開弁圧 P11 P2 第2の圧力制御弁39の開弁圧ないしシート圧

PL 吸入口12への吸入圧

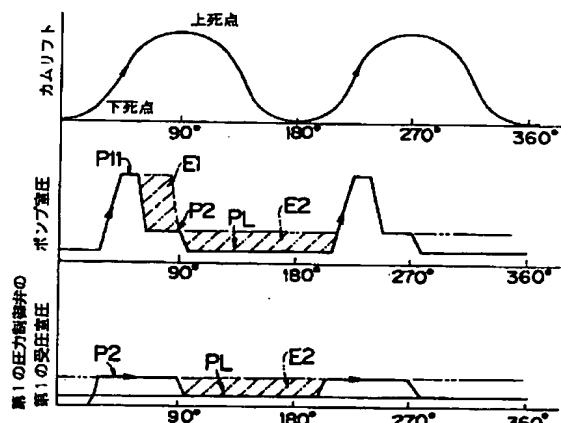
【図1】



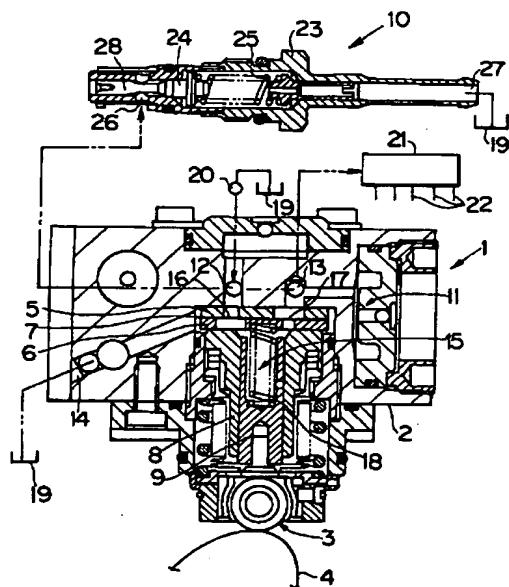
【図2】



(図3)



【四】



(7) 002-130079 (P 2002-13U58

フロントページの続き

(72) 発明者 長谷部 富昭  
埼玉県東松山市箭弓町3丁目13番26号 株  
式会社ボッシュオートモーティブシステム  
東松山工場内

(72) 発明者 青木 富寿雄  
埼玉県東松山市箭弓町3丁目13番26号 株  
式会社ボッシュオートモーティブシステム  
東松山工場内

F ターム(参考) 3G066 AA02 AB02 AC09 AD02 BA19  
CA04T CA08 CA09 CA20T  
CA34 CB09 CB16 CD03